

УДК 534.22.232

ББК 0565-082.905.1-58732 +
В325.4

Т.Ю.Шкварницкая

ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБОПРОВОДНЫХ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ВНУТРЕННЕГО ЗВУКОВОГО ПОЛЯ

Приведен математический аппарат для определения давления звукового поля внутри трубопровода. Произведен расчет звукового давления внутри алюминиевого трубопровода для конкретных условий и сравнение расчетных данных с экспериментальными. Показано, что частотная зависимость звукового давления носит резонансный характер, уменьшение амплитуды звукового давления на резонансных частотах может быть использовано для анализа качества авиационных трубопроводов.

Применение акустических методов является перспективным для диагностики технического состояния авиационных трубопроводов. В основу одного из акустических методов могут быть положены особенности звукового поля внутри трубопровода. При исследовании звукового поля полагаем, что среды вне и внутри трубопровода в общем случае различны, т.е. имеют разные волновые сопротивления. На трубопровод воздействует плоская звуковая волна, вызванная естественными или искусственными источниками. Фронт этой волны параллелен оси трубопровода.

Для определения влияния звуковой волны на характеристики трубопровода как рассматриваемого объекта выбираем цилиндрическую систему координат таким образом, чтобы ось трубопровода совпадала с осью Z координатной системы. Геометрия задачи изображена на рис. 1, а. В конечном итоге задача диагностики сводится к обнаружению дефекта в трубопроводе. С этой целью целесообразно рассмотреть геометрию оболочки трубопровода с дефектом (рис. 1, б). Наружную среду обозначим индексом 1, цилиндрическую оболочку – индексом 2, внутреннюю среду – индексом 3.

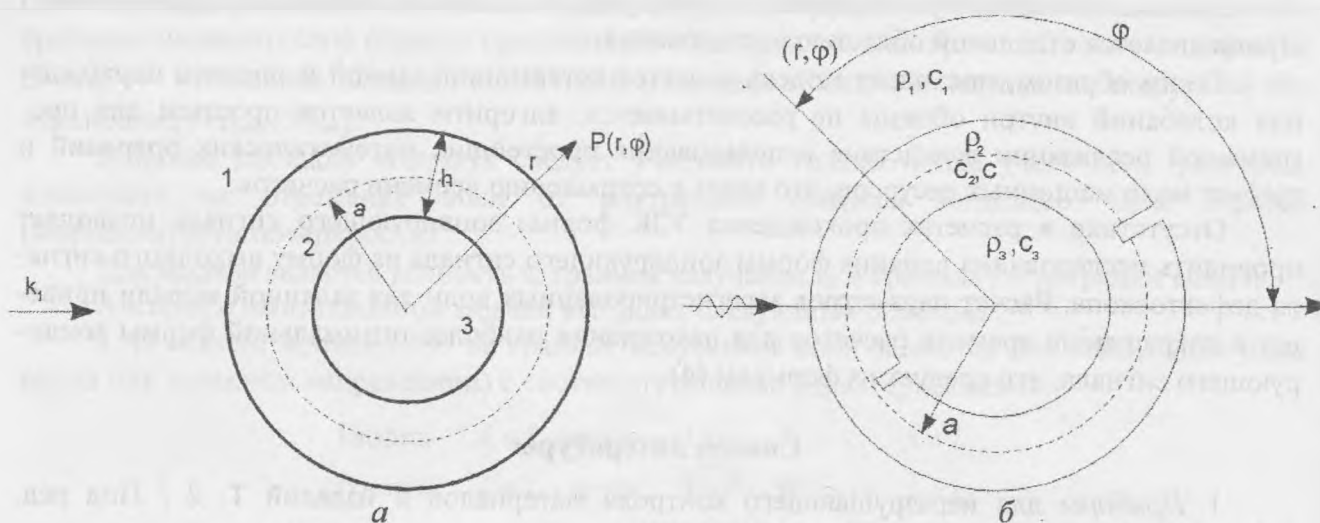


Рис. 1. Геометрия цилиндрической оболочки (а) и оболочки с дефектом (б)

Для описания звукового поля воспользуемся дифференциальными уравнениями колебаний тонкой оболочки [1]:

$$\omega^2 \rho_2 V_0 + \frac{E}{a^2} \left[\frac{\partial^2 V_0}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} \right] + \frac{1}{8} \frac{h^2}{a^4} E_1 \frac{\sigma}{1-\sigma} \left(\frac{\partial^3 V_r}{\partial \varphi^3} + \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} \right) = \frac{i\omega}{a} \frac{\sigma}{1-\sigma} \frac{\partial P''}{\partial \varphi}; \quad (1)$$

$$\omega^2 \rho_2 V_r - \frac{E_1}{a^2} \left[\frac{\partial V_0}{\partial \varphi} + V_r \right] + \frac{h^2}{24a^4} \frac{E_1}{1-\sigma} \left(r(1-\sigma) \frac{\partial^4 V_r}{\partial \varphi^4} + (4-\sigma) \frac{\partial^2 V_r}{\partial \varphi^2} + (2+\sigma) V_r \right) = \frac{i\omega}{h} \left[P' + \frac{(1-2\sigma)h}{(1-\sigma)a} P'' \right], \quad (2)$$

где ω – круговая частота; ρ_2 – плотность материала оболочки; V_0 и V_r – соответственно окружная и радиальная составляющая колебательной скорости элемента оболочки; E – модуль упругости материала оболочки; a – средний радиус оболочки; φ – угол цилиндрической системы координат; h – толщина стенки; $E_1 = \frac{E}{(1-\sigma^2)}$ – модуль упругости для тонкой пластины; σ –

коэффициент Пуассона; $i = \sqrt{-1}$; P' и P'' – соответственно асимметричная и симметричная составляющие звукового давления:

$$P' = P_1 - P_3;$$

$$P'' = \frac{1}{2} (P_1 + P_3),$$

P_1 – полное звуковое давление вне оболочки, P_3 – звуковое давление внутри оболочки.

Общепринятое обозначение модуля упругости тонкой пластины E_1 в данном случае не связано с принятой индексацией оболочки и сред.

На границе тонкой оболочки с окружающей средой должны выполняться граничные условия [1]:

$$\frac{1}{i\omega\rho_1} \frac{\partial P_1}{\partial r} \Big|_{r=a} = -V_r;$$

$$\frac{1}{i\omega\rho_3} \frac{\partial P_3}{\partial r} \Big|_{r=a} = -V_r,$$

где ρ_1 и ρ_3 – плотности сред вне и внутри оболочки соответственно; r – расстояние от оси трубопровода до точки наблюдения; V_r – колебательная скорость на средней линии $r = a$.

Представим звуковое поле вне оболочки трубопровода в виде суммы звукового поля падающей и отраженной волн [2]:

$$p_l(r, \varphi) = p_o(r, \varphi) + p_{отр}(r, \varphi), \quad (3)$$

где p_o – давление в падающей волне; $p_{отр}$ – давление в отраженной волне.

Если принять амплитуду давления падающей плоской волны равной единице (т.е. получая в дальнейшем нормированные значения давления), то звуковое давление в падающей волне можно представить следующим образом:

$$p_o(r, \varphi) = \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n i^n J_n(k_1 r) \cos n\varphi, \quad (4)$$

где $\varepsilon_n = \begin{cases} 1, & n=0; \\ 2, & n>0; \end{cases}$ J_n – функция Бесселя; $k_1 = \omega/c_1$ – волновое число для внешней области (среды) трубопровода; c_1 – скорость распространения звука во внешней области; n – номер моды.

Давление в отраженной волне можно представить следующим образом:

$$p_{отр} = - \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_n i^n \frac{J_n(x_1)}{H_n^{(1)}(x_1)} H_n^{(1)}(k_n r) + A_n H_n^{(1)}(k_n r) \cos n\varphi, \quad (5)$$

где $x_1 = k_1 a$ (x – волновой размер, a – радиус оболочки); $H_n^{(1)}$ – функция Ханкеля 1-го рода; A_n – неизвестный коэффициент, который находится из граничных условий.

Поле внутри оболочки образуется в результате излучения звука колеблющейся поверхностью цилиндра во внутреннюю область. При этом давление внутри оболочки можно представить в таком виде:

$$p_3(r, \varphi) = \sum_{n=0}^{\infty} B_n J_n(k_3 r) \cos n\varphi,$$

где B_n – неизвестный коэффициент, который необходимо определить; $k_3 = \omega / c_3$; c_3 – скорость распространения звука во внутренней области.

Подставляя выражения (3), (4), (5) в уравнения (1) и (2), получаем систему алгебраических уравнений, из которой определяем коэффициент B_n . В результате давление в звуковом поле внутри трубопровода будем описывать выражением [3]:

$$p_3(r, \varphi) = \frac{2\rho_3 c_3}{\pi x_1} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\varepsilon_n i^n J_n(k_3 r) \cos n\varphi}{H_n^{(1)'}(x_1) J_n'(x_3) [Z_n + Z_s^{(1)} + Z_s^{(3)}]},$$

где ρ_3 – плотность среды внутри трубопровода; $x_3 = k_3 a$; Z_n – механический импеданс цилиндрической оболочки; $Z_s^{(1)}$ – импеданс излучения цилиндра в наружную область; $Z_s^{(3)}$ – импеданс излучения цилиндра внутрь оболочки (импеданс жидкого цилиндра с волновым сопротивлением внутренней среды).

Механический импеданс цилиндрической оболочки определяем из выражения:

$$Z_n = \frac{iE_1 \alpha n - \gamma(n^2 - x_p^2)}{\omega a \beta n - \delta(n^2 - x_p^2)},$$

где $x_p = k_p a$; $k_p = \omega / c_p$ – волновое число для оболочки; c_p – скорость распространения продольной волны в оболочке:

$$\alpha = n - \frac{1}{8} \frac{h^2}{a^2} \frac{\sigma}{1 - \sigma} (n^3 - n); \quad \beta = -\frac{\sigma n}{1 - \sigma}; \quad \delta = \frac{a}{h} - \frac{1 - 2\sigma}{2(1 - \sigma)};$$

$$\gamma = 1 - x_p^2 + \frac{h^2}{24a^2(1 - \sigma)} [2n^4(4 - \sigma)n^2 + 2 + \sigma].$$

Импеданс излучения цилиндра в наружную область находим по формуле:

$$Z_s^{(1)} = i\rho_1 c_1 \frac{H_n^{(1)}(x_1)}{H_n^{(1)'}(x_1)},$$

где ρ_1 – плотность среды во внешней области.

Импеданс излучения цилиндра внутрь оболочки определяем из выражения

$$Z_s^{(3)} = -i\rho_3 c_3 \frac{J_n(x_3)}{J_n'(x_3)}.$$

Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, особенности звукового поля внутри трубопровода наиболее ярко проявляются по его продольной оси.

В этом случае для звукового давления в трубопроводе ($r=0$) выражение для P_3 упрощается (поскольку $J_n(0) = 0$ при $n>0$) и принимает следующий вид:

$$P_3 = \frac{2\rho_3 c_3}{\pi x_1 [Z_0 H_n^{(1)}(x_1) J_1(x_3) - i\rho_1 c_1 H_0^{(1)}(x_1) J_1(x_3) + i\rho_3 c_3 J_0(x_3) H_1^{(1)}(x_1)]}. \quad (6)$$

Полученное выражение (6) позволяет определять давление в звуковом поле для металлических и керамических авиационных трубопроводов.

В соответствии с выражением (6) произведен расчет звукового давления внутри алюминиевого (сплав АМгМ) трубопровода, вне и внутри которого находится вода. Размеры трубопровода: $a = 10$ мм; $h = 2$ мм (рис. 1, а). Параметры материала:

$$\rho_2 = 2700 \text{ кг/м}^3; \quad C_p = 5750 \text{ м/с}; \quad \sigma = 0,345; \quad E = 0,7 \cdot 10^{11} \text{ Па}.$$

Приведенные результаты расчета звукового давления показывают, что на некоторых частотах давление внутри трубопровода резко возрастает, т.е. система "внешняя среда – трубопровод – внутренняя среда" является многорезонансной (как всякая система с распределенными параметрами).

Давление внутри трубопровода на резонансных частотах в 1,5–2 раза больше, чем в падающей волне, т.е. трубопровод представляет собой концентратор звука.

При экспериментальной проверке полученных результатов давление по оси оболочки регистрировалось миниатюрным пьезоэлектрическим сферическим приемником диаметром $d = 0,5$ мм с резонансной частотой $f_0 = 800$ кГц, что обеспечило равномерную частотную зависимость его чувствительности в диапазоне эквивалентных волновых размеров до 12.

Результаты экспериментальных исследований показаны на рис.2 темными точками.

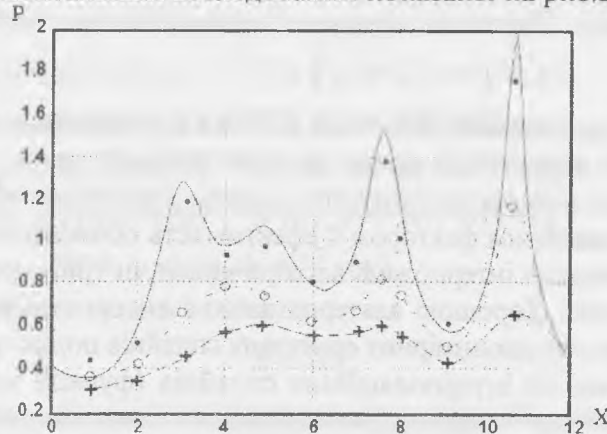


Рис.2. Зависимость давления по оси трубопровода P_3 от волнового размера $x_3 = k_3 a$

Соответствие расчетных и экспериментальных результатов вполне удовлетворительное.

Для целей контроля качества трубопроводов важное значение имеет оценка влияния дефектов в трубопроводе на его резонансные характеристики. Оценка производилась экспериментальным путем, так как теоретическое исследование звукового поля трубопровода с дефектом представляет собой весьма сложную задачу. При экспериментальных исследованиях дефекты вносились искусственно.

Внешний и внутренний дефекты (см. рис. 1,б) образовывались сверлением 5–6 тонких цилиндрических каналов глубиной $0,3h$ и $0,4h$ (h – толщина трубопровода) и диаметром $d = 1,5$ мм.

Результаты измерения звукового давления с искусственными дефектами показаны на рис.2 в виде кружков (дефект глубиной $0,3h$) и крестиков (дефект глубиной $0,4h$).

Как свидетельствуют данные рис.2, при наличии дефекта давление по оси трубопровода уменьшается в два–три раза. Изменение давления практически не зависит от месторасположения дефекта. При глубине дефекта $0,4h$ резонансные свойства трубопровода проявляются слабо.

Отмеченное уменьшение давления на резонансных частотах при наличии дефекта может служить основанием для использования его в целях диагностики технического состояния трубопроводов в эксплуатационных предприятиях и при ремонте.

Список литературы

1. Гузь А.Н., Кубенко В.Д. Методы расчета оболочек. Т.5. Теория нестационарности оболочек. – К.: Наук. думка, 1982. – 400 с.
2. Векслер Н.Д. Эхо-сигналы от упругих объектов в воде: (Обзор). –Таллин: Валгус, 1980. – 180 с.
3. Shkvarnytskaya T.Yu. Aircraft pipeline quality control in a commercial medium// Journ.Acoust. Soc.Am.–1997.–Vol.102. – №5. –Pt.2.–1997. – P.3131.